

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 10-086705

(43)Date of publication of application : 07.04.1998

(51)Int.Cl.

B60K 41/20

B60T 8/24

B60T 8/58

F02D 29/02

F02D 29/02

F02D 41/04

(21)Application number : 08-243584

(71)Applicant : DENSO CORP

(22)Date of filing : 13.09.1996

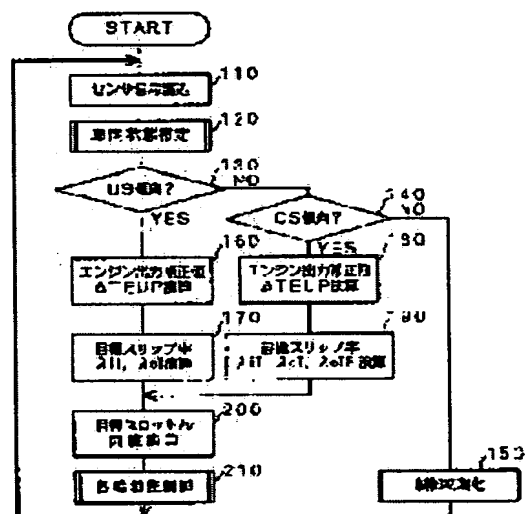
(72)Inventor : TANIGUCHI MASAHIKO
NAGATA TOSHIRO
SAWADA MAMORU

(54) VEHICLE BEHAVIOR CONTROLLER

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To improve maneuverability and controllability in turning a vehicle.

SOLUTION: A vehicle condition is presumed from a deviation of actual yaw acceleration from desired yaw acceleration corresponding to a steering operation (S120). When a vehicle tends to be under steer(US), an engine output correction value $\Delta TEUP$ and desired slip ratios λ_{17} , λ_{07} of a drive wheels of turning outer and inner wheels are calculated (S160, S170) and a throttle opening and brak oil pressure of the drive wheel are controlled (S200, S210) to generate a torque difference between the left and right drive wheels, so that yaw moment necessary for turning is generated. Also, when the vehicle to be over steer(OS), $\Delta TEUP$, λ_{1T} and λ_{0T} are calculated, while the desired slip ratio λ_{0TF} of a turning outer wheel side drive wheel is calculated (S160, S170), and the throttle opening and the break pressure of the drive wheel and the turning outer wheel side drive wheel are controlled (S200, S210) so that yaw moment necessary for turning is generated by the torque difference between the left and right drive wheels and a driving force added to the drive wheel. As a result, the maneuverability and controllability in the vehicle turning can be together ensured.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 09.12.2002

[Date of sending the examiner's decision of rejection] 11.05.2004

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平10-86705

(43) 公開日 平成10年(1998) 4月7日

(51) Int.Cl.⁶

識別記号

F I

B 6 0 K 41/20

B 6 0 K 41/20

B 6 0 T 8/24

B 6 0 T 8/24

8/58

8/58

A

Z

F 0 2 D 29/02

F 0 2 D 29/02

G

審査請求 未請求 請求項の数 6 O L (全 15 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号

特願平8-243584

(22) 出願日

平成8年(1996) 9月13日

(71) 出願人 000004260

株式会社デンソー

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地

(72) 発明者 谷口 雅彦

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 日本電装株式会社内

(72) 発明者 永田 敏郎

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 日本電装株式会社内

(72) 発明者 沢田 霞

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 日本電装株式会社内

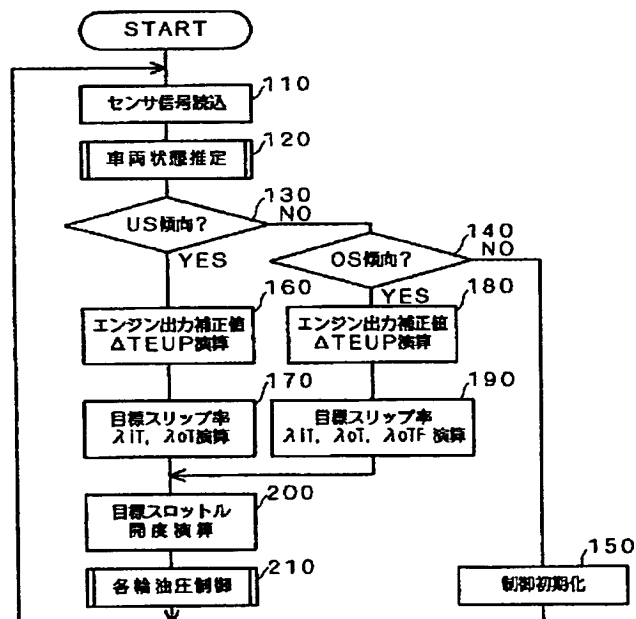
(74) 代理人 弁理士 足立 勉

(54) 【発明の名称】 車両挙動制御装置

(57) 【要約】

【課題】 車両旋回時の操舵性及び安定性を向上することを目的とする。

【解決手段】 ステアリング操作に対応した目標ヨー加速度と実ヨー加速度との偏差から車両状態を推定し(S120)、車両がアンダステア(US)傾向にあれば、エンジン出力補正值 $\Delta TEUP$ 、及び旋回外輪及び内輪となる駆動輪の目標スリップ率 λ_{iT} 、 λ_{oT} を演算し(S160, S170)、スロットル開度及び駆動輪のブレーキ油圧を制御して(S200, S210)、左右駆動輪間にトルク差を発生させることにより旋回に必要なヨーモーメントを発生させる。また、車両がオーバステア(OS)傾向にあれば、 $\Delta TEUP$ 、 λ_{iT} 、 λ_{oT} を演算すると共に旋回外輪側従動輪の目標スリップ率 λ_{oTF} を演算し(S160, S170)、スロットル開度と駆動輪及び旋回外輪側従動輪のブレーキ油圧を制御して(S200, S210)、左右駆動輪のトルク差と従動輪に加えた制動力とにより旋回に必要なヨーモーメントを発生させる。この結果、車両旋回時の操舵性及び安定性を共に確保できる。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 車両の前後・左右の夫々の車輪に対して、ブレーキ液圧作用により車輪制動力を発生する制動力発生手段と、

前記各車輪の制動力発生手段に対するブレーキ液圧を発生するブレーキ液圧発生源と、

前記車輪の内、前輪側の左右輪及び後輪側の左右輪の一方を駆動輪として駆動力を与える駆動力発生源と、

車両の旋回時に、旋回の度合に応じて、前記駆動力発生手段が前記駆動輪に与える駆動力の大きさを増大する駆動力増大手段と、

車両の旋回時に、車両の実際の旋回状態と乗員のステアリング操作に応じた目標旋回状態とを比較し、実旋回状態を目標旋回状態に近付けるように、前記駆動力発生源からの駆動力を受けない左右の従動輪に設けられた制動力発生手段の一方に対して、前記ブレーキ液圧発生源からのブレーキ液圧を加える制御手段と、

を備えたことを特徴とする車両挙動制御装置。

【請求項 2】 前記制御手段は、アンダステア時に前記従動輪の旋回内輪側の制動力発生手段にブレーキ液圧を加えるアンダステア時制御、及び、オーバステア時に前記従動輪の旋回外輪側の制動力発生手段にブレーキ液圧を加えるオーバステア時制御、の少なくとも一方を実行することを特徴とする請求項 1 に記載の車両挙動制御装置。

【請求項 3】 前記制御手段は、前記左右の駆動輪に設けられた制動力発生手段の一方に対しても、前記ブレーキ液圧発生源からのブレーキ液圧を加え、該ブレーキ液圧により左右駆動輪の一方に発生する制動力による左右駆動輪間における駆動力の移動と、前記左右従動輪の一方に発生する制動力とによって、実旋回状態を目標旋回状態に近付けることを特徴とする請求項 1 又は請求項 2 に記載の車両挙動制御装置。

【請求項 4】 前記制御手段は、アンダステア時に前記駆動輪の旋回内輪側の制動力発生手段にブレーキ液圧を加え、オーバステア時に前記駆動輪の旋回外輪側の制動力発生手段にブレーキ液圧を加えることを特徴とする請求項 3 に記載の車両挙動制御装置。

【請求項 5】 前記制御手段は、前記制動力発生手段に加えるブレーキ液圧を、前記駆動力増大手段による駆動力の増大によって生じる車両推進力を相殺するように決定することを特徴とする請求項 1～請求項 4 いずれか記載の車両挙動制御装置。

【請求項 6】 前記制御手段は、車両の実旋回状態を目標旋回状態に制御するのに必要な要求ヨーモーメントを演算し、該要求ヨーモーメントに基づき、前記駆動力増大手段による前記駆動力の増大量を決定すると共に、前記制動力発生手段に加えるブレーキ液圧を決定することを特徴とする請求項 5 に記載の車両挙動制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、車両旋回時の操縦安定性を確保する車両挙動制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】従来より、車両旋回時の操縦安定性を高める技術として、ヨーレート制御が知られている。このヨーレート制御は、乗員のステアリング操作等から目標ヨーレートを求め、車両の実際のヨーレートが目標ヨーレートとなるように、左右駆動輪へのトルク配分比や、左右駆動輪に駆動力を与えるエンジン出力を制御する技術であり、具体的には、例えば、特開平 7-164924 号公報に開示されているように、目標ヨーレートが実ヨーレートよりも大きいアンダステア時には、エンジン出力を増大すると共に、左右駆動輪の内の旋回外輪側への伝達トルク配分を大きくすることにより、左右駆動輪のトルク差を増大し、目標ヨーレートが実ヨーレートよりも小さいオーバステア時には、エンジン出力を低下させることにより、駆動輪をエンジンブレーキ状態として、左右駆動輪のトルク差を減少するようにしている。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】しかし、こうした従来のヨーレート制御は、左右駆動輪のトルク差だけで実ヨーレートを目標ヨーレートに制御するものであるため、車両の安定性を確保できないことがあった。

【0004】つまり、例えば、後輪駆動車において、乗員が車線変更や S 字カーブの走行のためにステアリングを左方向・右方向に順に操舵したような場合、上記ヨーレート制御によれば、まず、最初のステアリング操作（左方向の操舵）に対応して、駆動輪のトルク差を増大させて車両に回頭モーメントを発生させ、次のステアリング操作（右方向の操舵）に対応して、駆動輪のトルク差を今までとは逆方向に増大させることになるが、この 2 回目のステアリング操作に伴うヨーレート制御時には、車両は極めて大きなアンダステア傾向となるので、駆動輪のトルク差を極めて大きくすることになる。この結果、その後ステアリングが直進方向に戻され、駆動輪のトルク差をゼロに戻そうとしても、間に合わず、車両がスピンしてしまうことがある。

【0005】特に、車両の走行路が、路面の摩擦係数 μ が低い低 μ 路である場合には、車輪が路面から受ける反力（路面反力）が小さく、駆動トルク差により発生できるヨーモーメントも小さくなることから、こうした低 μ 路の走行時には、乗員のステアリング操作に応じて車両を速やかに回頭させるためのヨーモーメントを与えると、その後、ステアリングが逆方向に操作されて、逆方向のヨーモーメントが必要になったときに、その必要なヨーモーメントを発生できず、車両が極めて不安定な状態となって、車両がよりスピンし易くなる。

【0006】即ち、従来のヨーレート制御では、操舵性を高めることはできるが、車両の安定性を確保すること

ができないのである。本発明は、こうした問題に鑑みなされたものであり、車両の操舵性と安定性とを共に確保できる車両挙動制御装置を提供することを目的とする。

【0007】

【課題を解決するための手段】かかる目的を達成するために、請求項1に記載の車両挙動制御装置においては、車両の旋回時に、駆動力増大手段が、車両の旋回の度合に応じて、駆動力発生手段が駆動輪に与える駆動力の大きさを増大し、且つ、制御手段が、車両の実際の旋回状態と乗員のステアリング操作に応じた目標旋回状態とを比較して、実旋回状態を目標旋回状態に近付けるように、左右の従動輪に設けられた制動力発生手段の一方に対して、ブレーキ液圧発生源からのブレーキ液圧を加え、従動輪の一方に制動力を発生させる。

【0008】即ち、車両の旋回時には、旋回の度合が大きくなると、駆動輪の駆動力が転がり抵抗に負けて、駆動輪の横力が減少することから、本発明では、駆動力増大手段によって、車両の旋回の程度に応じて駆動輪の駆動力を増加させることにより、駆動輪の横力の減少を防いで、駆動輪において生じる横方向の滑りを抑制し、駆動輪の挙動を安定させる。

【0009】また、駆動輪の挙動を安定させただけでは、車両の旋回状態を目標旋回状態に制御することができないので、本発明では、更に、制御手段によって、従動輪の一方に制動力を発生させることにより、車両の旋回状態を目標旋回状態に制御するのに必要なヨーモーメントを発生させる。

【0010】従って、本発明によれば、車両の安定性を低下させることなく、車両の旋回状態を目標旋回状態に制御することが可能になり、操舵性及び安定性を共に確保することができる。ここで、制御手段がブレーキ液圧を制御するのに使用する旋回状態、目標旋回状態としては、前記従来公報に記載のようにヨーレートを使用することができる。そして、実際に制御手段により車両の旋回状態を目標旋回状態に制御するには、請求項2に記載のように、制御手段を、アンダステア時に前記従動輪の旋回内輪側の制動力発生手段にブレーキ液圧を加えるアンダステア時制御、及び、オーバステア時に前記従動輪の旋回外輪側の制動力発生手段にブレーキ液圧を加えるオーバステア時制御、の少なくとも一方を実行するように構成すればよい。

【0011】つまり、車両のヨーレートが乗員のステアリング操作に対応した目標ヨーレートよりも小さいアンダステア時には、車両の旋回内輪側に制動力を加えればヨーレートを増加させることができ、逆に、車両のヨーレートが目標ヨーレートよりも大きいアンダステア時には、車両の旋回外輪側に制動力を加えればヨーレートを低下させることができるため、制御手段を、請求項2に記載のように構成すれば、アンダステア時或はオーバステア時のヨーレートを乗員が要求する目標ヨーレートに

近付けることができ、車両の操舵性を向上できる。

【0012】そしてこの場合、特に、オーバステア時に旋回外輪側の制動力発生手段にブレーキ液圧を加えて、旋回該輪側の従動輪に制動力を発生させれば、車両がスピン傾向になるのを防止できるので、安全性をより向上することが可能になり、好ましい。また、旋回状態、目標旋回状態として、ヨーレートの微分値であるヨー加速度を使用するようにすれば、制御の応答性をより向上することができる。

【0013】また次に、請求項3に記載のように、制御手段を、従動輪の一方の制動力を発生させるだけでなく、左右の駆動輪に設けられた制動力発生手段の一方に対してもブレーキ液圧発生源からのブレーキ液圧を加えて、駆動輪の一方に制動力を発生させるように構成すれば、車両の操舵性及び安定性をより向上することができる。

【0014】つまり、制御手段を、請求項3に記載のように構成すれば、駆動輪の一方に加えた制動力により左右駆動輪間において駆動力を移動させることができることから、この駆動力の移動に伴い生じる左右駆動輪のトルク差と、左右従動輪の一方に発生する制動力とによって、実旋回状態を目標旋回状態に近付けるのに必要なヨーモーメントを、より速やかに確実に発生させることができるようになるのである。

【0015】また特に、この場合、左右駆動輪のトルク差により車両にヨーモーメントを発生させ、従動輪に発生させた制動力により、従動輪のコナリングフォースを駆動輪よりも減らして、アンチスピンモーメントを発生させることができるので、駆動輪のトルク差のみを制御する従来装置に比べて、車両の安定性をより向上することが可能になる。

【0016】そして、このように、車両旋回時に、駆動輪の一方にも制動力を与えて、左右駆動輪のトルク差によりヨーモーメントを制御する際には、請求項4に記載のように、制御手段を、アンダステア時には、駆動輪の旋回内輪側の制動力発生手段にブレーキ液圧を加え、オーバステア時には、駆動輪の旋回外輪側の制動力発生手段にブレーキ液圧を加えるように構成すればよい。

【0017】また、本発明では、上記のように、駆動輪の駆動力を増大し、しかも、従動輪の一方、或は従動輪と駆動輪の一方に制動力を与えることにより、車両旋回時の操舵性及び安定性を向上するが、制御手段が制御する、従動輪、或は従動輪と駆動輪とに制動力を発生させるためのブレーキ液圧は、請求項5に記載のように、駆動力増大手段による駆動力の増大によって生じる車両推進力を相殺するように決定することが望ましい。

【0018】つまり、制御手段を、駆動輪の駆動力の増大によって生じる車両推進力を相殺するように従動輪、或は従動輪と駆動輪とに制動力を発生させるためのブレ

一キ液圧を決定するように構成すれば、車両推進力が乗員の意思に反して増加或は減少するようなことがなくなり、乗員に違和感を与えることなく、車両旋回時の操縦性及び安定性を向上することが可能になる。

【0019】そして、このように車両推進力を変動させることなく、車両旋回時の操縦性及び安定性を向上するには、例えば、請求項6に記載のように、制御手段を、車両の実旋回状態を目標旋回状態に制御するのに必要な要求ヨーモーメントを演算し、この要求ヨーモーメントに基づき駆動力増大手段による駆動力の増大量、及び制動力発生手段に加えるブレーキ液圧を夫々決定するようにすればよい。

【0020】尚、この要求ヨーモーメントは、ヨーレートと目標ヨーレートとの偏差、或はヨー加速度と目標ヨー加速度との偏差等により求めることができる。そして、ヨー加速度と目標ヨー加速度との偏差から要求ヨーモーメントを求めるようにすれば、旋回状態を目標旋回状態により速やかに制御することができるようになり、好ましい。

【0021】

【発明の実施の形態】以下に本発明の実施例を図面と共に説明する。まず図1は、本発明が適用された実施例の車両挙動制御装置の全体構成を表す概略構成図である。尚、本実施例の車両挙動制御装置は、内燃機関2を駆動力発生源とするフロントエンジン・リヤドライブ(FR)方式の車両に適用される。

【0022】図1に示す如く、内燃機関2の吸気通路4には、吸入空気の脈動を抑えるサージタンク4aが形成され、その上流には、スロットル駆動モータ10により開閉されるスロットルバルブ12が設けられている。このスロットルバルブ12は運転者が操作するアクセルペダル6によって直接開閉されるものではなく、いわゆるリンクレススロットルである。

【0023】そして、アクセルペダル6及びスロットルバルブ12には、これらの開度を夫々検出するアクセル開度センサ14及びスロットル開度センサ16が設けられており、これら各センサからの検出信号は、本発明の主要部である制・駆動力制御回路20に入力される。

【0024】また、吸気通路4には、内燃機関制御回路26からの燃料噴射指令により開弁されて内燃機関2へ燃料を噴射供給する燃料噴射弁24が設けられている。燃料噴射指令は、内燃機関2の運転状態(吸気管圧力、回転速度、冷却水温等)に応じて決定されるもので、サージタンク4a内の圧力を検出する吸気圧センサ28をはじめとする各種センサからの情報を、内燃機関制御回路26の燃料噴射制御プログラムに基づき処理することで作成される。

【0025】次に、制・駆動力制御回路20には、上述のアクセル開度センサ14及びスロットル開度センサ16の他、エンジン回転数センサ30、従動輪速度センサ

32FL、32FR、駆動輪速度センサ32RL、32RR、ヨーレートセンサ40、操舵角センサ44等からの検出信号も入力される。

【0026】ここで、エンジン回転数センサ30は、内燃機関2のクランク軸2aの回転速度(エンジン回転数)を検出するものであり、内燃機関制御回路26による燃料噴射指令の作成にも利用される。また、従動輪速度センサ32FL、32FRは、左右従動輪(前輪)22FL、22FRの回転速度を夫々検出するためのセンサであり、これら左右従動輪22FL、22FRの回転軸に夫々設けられている。

【0027】また、駆動輪速度センサ32RL、32RRは、左右駆動輪(後輪)22RL、22RRの回転速度を夫々検出するためのセンサであり、内燃機関2のクランク軸2aの回転が、変速機38、プロペラシャフト34及びディファレンシャルギヤ36を介して伝達される左右駆動輪22RL、22RRの回転軸に夫々設けられている。

【0028】そして、制・駆動力制御回路20は、これら各センサからの入力信号に基づきスロットル駆動モータ10を駆動して、スロットルバルブ12の開度(スロットル開度)を制御することにより、内燃機関2から左右駆動輪22RL、22RRに伝達される駆動力を制御すると共に、ブレーキ液圧発生源としての油圧回路50内に設けられた各種電磁弁を駆動して、各車輪22FL~22RRに設けられた制動力発生手段としてのホイールシリンダ51FL、51FR、51RL、51RRに加わる圧力(ブレーキ油圧)を調節することにより、各車輪22FL~22RRに加わる制動力を制御する。

【0029】即ち、制・駆動力制御回路20は、車両の通常運転時に、アクセル開度センサ14からの入力信号に基づき、スロットル開度を運転者のアクセル操作に応じた開度に制御するスロットル制御、車両の加速時に、スロットル開度(換言すれば内燃機関2が発生する駆動力)や左右駆動輪22RL、22RRの制動力を制御して、駆動輪22RL、22RRに発生した加速スリップを抑制するトラクション制御、車両の制動時(ブレーキペダルの踏み込み時)に、各車輪22FL~22RRの制動力を制御するアンチスキッド制御、車両旋回時に、スロットル開度(内燃機関2が発生する駆動力)や各車輪22FL~22RRの制動力を制御して、車両旋回時の操縦安定性を確保する旋回時制御等を実行する。

【0030】次に、こうした制動力制御のために用いられる油圧回路50について説明する。図2に示す様に、この油圧回路50は、左従動輪22FL-右駆動輪22RR、右従動輪22FR-左駆動輪22RLの各配管系統を備えるX配管にて構成されている。

【0031】そして、これら配管系統のうち、運転者のブレーキ操作によってブレーキ油を圧送するマスタシリンダ52から、左従動輪22FL、右駆動輪22RRのホイールシリンダ51FL、51RRに至る管路53A1には、

油圧回路の切り替えに用いられる（2位置に切り替えられる）3方向切替弁54A、左従動輪22FLのホイールシリンダ51FLに高い油圧を加えるためのプロポーションバルブ55A、マスタシリンダ52からホイールシリンダ51RR、51FLに至る管路を開閉制御する増圧制御弁56、57、ホイールシリンダ51RR、51FLからリザーバ66Aに至る管路を開閉制御する減圧制御弁61、62、ホイールシリンダ51RR、51FLからのブレーキ油を貯溜するリザーバ66A、リザーバ66Aからマスタシリンダ52側にブレーキ油を汲み上げるポンプ67Aが設けられている。また、マスタリザーバ69から前記3方向切替弁54Aに至る管路53A2には、ブレーキ油圧を増圧するためのポンプ71A、ポンプ71Aの下流側とマスタリザーバ69との管路を開閉制御する加圧制御弁72Aが設けられている。

【0032】このうち、3方向切替弁54Aは、A位置に切り替えられた場合には、管路53A1にて、通常の運転者によるブレーキ操作や、増圧制御弁56、57、減圧制御弁61、62、リザーバ66A、ポンプ67A等を用いた周知のアンチスキッド制御を行うことが可能になる。一方、B位置に切り替えられた場合には、ポンプ71Aによる高いブレーキ油圧によって、トラクション制御や旋回時挙動制御が可能になる。

【0033】また、前記配管系統のうち、マスタシリンダ52から、右従動輪22FR、左駆動輪22RLのホイールシリンダ51FR、51RLに至る他方の管路53B1には、前記管路53A1と同様に、2位置に切り替えられる3方向切替弁54B、プロポーションバルブ55B、増圧制御弁58、59、減圧制御弁63、64、リザーバ66B、ポンプ67Bが設けられている。また、マスタリザーバ69から3方向切替弁54Bに至る管路53B2には、前記管路53A2と同様に、ポンプ71B及び加圧制御弁72Bが設けられている。

【0034】そして、この油圧回路50には、各ポンプ71A、71Bから各3方向切替弁54A、54Bの間の油圧を検出する第1、第2圧力センサ75、76と、*

$$dyro = dma \cdot V / L \cdot N (1 + Kh \cdot V^1) \quad \dots (1)$$

尚、上記パラメータの内、操舵角速度dmaは、操舵角の微分値であるため、操舵角センサ44からの入力信号に基づき求められ、車速Vは、例えば、従動輪速度センサ32FL、32FRにより得られる左右従動輪22FL、22FRの回転速度の平均値（平均従動輪速度）を演算することにより求められる。また、ホイールベースL、ステアリングギヤ比N、スタビリティファクタKhは、車両固有の値であり、予めROM内に記憶されている。

【0039】次に、このように目標ヨー加速度dyroが算出されると、S320にて、ヨーレートセンサ40からの入力信号に基づき、車両の実際のヨー加速度（実ヨー加速度）dyrを求め、目標ヨー加速度dyroから実ヨー加速度dyrを減じることにより、ヨー加速度偏差Δd

* マスタシリンダ52から各3方向切替弁54A、54Bの間の油圧を検出する第3、第4圧力センサ77、78とが設けられており、これら各センサ75～78からの検出信号も、制・駆動力制御回路20に入力される。そして、制・駆動力制御回路20は、これら検出信号に基づき、増圧制御弁56～59、減圧制御弁61～64、加圧制御弁72A、72B、66A、66B、ポンプ71A、71Bを制御することにより、各ホイールシリンダ51FL～51RRに加わるブレーキ油圧（つまり各車輪22FL～22RRの制動力）を制御する。

【0035】次に、制・駆動力制御回路20にて実行される制御処理の内、本発明に関わる主要な処理である旋回時挙動制御のための制御処理（旋回時挙動制御処理）について説明する。尚、この処理は、本発明の制御手段及び駆動力増大手段を実現する処理であり、制・駆動力制御回路20において、操舵角センサ44からの信号により得られるステアリングの操舵角が所定角度以上となる車両の旋回時に、制・駆動力制御回路20において繰返し実行される。

【0036】図3に示す如く、旋回時挙動制御処理が開始されると、まずS110（Sはステップを表わす）にて、上記各センサからの信号を読み込むことにより、車両の走行状態を検出する。そして、続くS120では、この検出した車両の走行状態に基づき、車両状態を推定する車両状態推定処理を実行する。

【0037】この車両状態推定処理は、車両の走行状態がアンダステア（US）傾向にあるか、オーバステア（OS）傾向にあるか、或は最適状態（NS）にあるかを推定するための処理であり、図4に示す如く実行される。即ち、車両状態推定処理では、まずS310にて、操舵角速度dmaと、車速（車体速度）Vと、ホイールベースLと、ステアリングギヤ比Nと、スタビリティファクタKhと、をパラメータとする次式(1)を用いて、運転者のステアリング操作に対応した車両の目標ヨー加速度dyroを演算する。

【0038】

yr (= dyro - dyr) を演算する。

【0040】そして、続くS325で実ヨー加速度dyrの符号（正・負）を判定し、dyr ≥ 0の場合には、S330にて、ヨー加速度偏差Δdyrが予め設定されたOS傾向判定値Kdyr1（但し、Kdyr1は負の定数）よりも小さいか否かを判断し、Δdyr < Kdyr1であれば、S340にて、車両はOS傾向にある旨を記憶する。

【0041】また逆に、Δdyr ≥ Kdyr1であれば、S350に移行して、ヨー加速度偏差Δdyrが予め設定されたUS傾向判定値Kdyr2（但し、Kdyr2は正の定数）よりも大きいかな否かを判断する。そして、Δdyr > Kdyr2であれば、S360にて、車両はUS傾向にある旨を記憶し、逆に、Δdyr ≤ Kdyr2であり、ヨー加

速度偏差 Δdyr が、OS傾向判定値以上、US傾向判定値以下である場合には、S370にて、車両は最適な状態で旋回している旨(NS)を記憶する。

【0042】一方、続くS325で $\text{dyr} < 0$ と判断された場合には、S380にて、 $\Delta \text{dyr} > -K \text{dyr1}$ か否かを判断し、 $\Delta \text{dyr} > -K \text{dyr1}$ であれば、車両はOS傾向にある旨を記憶し(S340)、 $\Delta \text{dyr} \leq -K \text{dyr1}$ であれば、続くS390で $\Delta \text{dyr} < -K \text{dyr2}$ か否かを判断する。そして、 $\Delta \text{dyr} < -K \text{dyr2}$ であれば、車両はUS傾向にある旨を記憶し(S360)、 $\Delta \text{dyr} \geq -K \text{dyr2}$ であれば、車両は最適な状態で旋回している旨(NS)を記憶する(S370)。

【0043】こうして、車両状態推定処理(S120)により、車両の走行状態が推定されると、今度は、S130にて、その推定結果に基づき車両はUS傾向にあるか否かを判断する。そして、車両がUS傾向にある場合には、S160にて、車両の旋回状態(US傾向)に応じて内燃機関2の出力を増加するためのエンジン出力補正值 ΔTEUP を演算し、S170にて、左右駆動輪22RL, 22RRの制動力を制御するための各車輪22RL, 22RRの目標スリップ率 λ_{iT} 及び λ_{oT} を演算する。

【0044】一方、S130にて、車両がUS傾向にはないと判断された場合には、S140にて、上記S120での推定結果に基づき、車両はOS傾向にあるか否かを判断する。そして、車両がOS傾向にあれば、S180にて、車両の旋回状態(OS傾向)に応じて内燃機関2の出力を増加するためのエンジン出力補正值 ΔTEUP を演算し、S190にて、左右駆動輪22RL, 22RRの制動力と、左右従動輪22FL, 22FRの内の旋回外輪となる一方の従動輪22oFの制動力とを夫々制御するための各車輪22RL, 22RR, 22oFの目標スリップ率 λ_{iT} , λ_{oT} , λ_{oTF} を演算する。

【0045】尚、上記目標スリップ率 λ に付与した添え字「iT」は、左右駆動輪22RL, 22RRの内の旋回内輪に対する目標スリップ率を表わし、添え字「oT」は、左右駆動輪22RL, 22RRの内の旋回外輪に対する目標スリップ率を表わし、添え字「oTF」は、左右従動輪22FL, 22FRの内の旋回外輪に対する目標スリップ率を表わす。*

$$\Delta \text{TEUP} = \{ (r/LT) \cdot M_{\text{req}} - (T_N - R_t) \} / i \cdot \eta \quad \dots(4)$$

尚、(4)式において、 r は駆動輪の有効半径、 LT はトレッドの2分の1の値、 R_t は転がり抵抗のトルク換算値 R_t である。そして、上記のように求めたエンジン出力補正值 ΔTEUP が負の値になった場合には、 $\Delta \text{TEUP} = 0$ として、値「0」でガードされる。

【0049】一方、S170の処理は、まず要求ヨーモーメント M_{req} と、トレッドの2分の1の値 LT とに基づき、次式(5)を用いて、左右駆動輪22RL, 22RRの目標駆動力差 ΔDR を求め、

$$\Delta DR = M_{\text{req}} / LT \quad \dots(5)$$

次に、この目標駆動力差 ΔDR と、車輪のスリップ率 λ

*【0046】また、S140にて、車両がOS傾向ではないと判断された場合には、車両の旋回状態は最適な状態となっており、旋回時挙動制御は不要であると判断して、制御を初期化し、再度S110に移行する。ここで、S160及びS170の処理は、車両がUS傾向にある場合には、図5(a)に示す如く、車両の重心位置に加わるヨーモーメント(図に点線で示す)が、ステアリング操作によって運転者が要求する要求ヨーモーメント(図に実線で示す)よりも小さいことから、内燃機関2からの出力トルクを増加すると共に、左右駆動輪22RT, 22RRの内の旋回内輪となる駆動輪(図では左駆動輪22RLに制動力を加えて、左右駆動輪22RT, 22RRへのトルク配分比を制御することにより、旋回外輪(図では右駆動輪22RR)の駆動力を、旋回内輪(図では左駆動輪22RL)の駆動力よりも大きくして、車両のヨーモーメントを運転者のステアリング操作に対応した要求ヨーモーメントに制御するための制御量を演算するための処理である。

【0047】そして、S160の処理は、上記S320にて求めたヨー加速度偏差 Δdyr と車両の慣性モーメント I とに基づき、次式(2)を用いて、要求ヨーモーメント M_{req} を求めると共に、

$$M_{\text{req}} = I \cdot \Delta \text{dyr} \quad \dots(2)$$

エンジン回転数センサ30にて検出されたエンジン回転数とスロットル開度センサ16にて検出されたスロットル開度とをパラメータとする図示しないマップを用いて現在のエンジントルク T_E を求め、更に、このエンジントルク T_E と、内燃機関2から左右駆動輪22RL, 22RRに至る動力伝達系での駆動力の総伝達効率 η と、同じく動力伝達系での総ギヤ比 i とに基づき、次式(3)を用いて、現在の駆動輪22RL, 22RRの駆動トルク T_N を求め、

$$T_N = T_E \cdot i \cdot \eta \quad \dots(3)$$

最後に、次式(4)を用いてエンジントルクの補正值(つまりエンジン出力補正值) ΔTEUP を演算する、といった手順で実行される。

【0048】

に対する制・駆動力の変化率 $K1$ とに基づき、次式(6)を用いて、左右駆動輪22RL, 22RRのスリップ率差 $\Delta SDLT$ を求め、

$$\Delta SDLT = \Delta DR / K1 \quad \dots(6)$$

更に、このスリップ率差 $\Delta SDLT$ と旋回内輪側の駆動輪の現在のスリップ率 λ_i とに基づき、次式(7)を用いて旋回内輪側の駆動輪の目標スリップ率 λ_{iT} を求め、

$$\lambda_{iT} = \lambda_i - \Delta SDLT / 2 \quad \dots(7)$$

最後に、旋回内輪側の駆動輪の目標スリップ率 λ_{iT} とスリップ率差 $\Delta SDLT$ とに基づき、次式(8)を用いて旋回外輪側の駆動輪の目標スリップ率 λ_{oT} を求める、とい

った手順で実行される。

$$【0050】 \lambda_{oT} = \lambda_{iT} + \Delta S D L T \quad \cdots (8)$$

尚、スリップ率差 $\Delta S D L T$ を求めるのに使用される変化率 $K1$ は、図6に示すように、車体速度 V が車輪速度よりも低い制動スリップ領域（図においてスリップ率 λ が負の領域）から、車体速度 V に対して車輪速度が高い駆動スリップ領域（図においてスリップ率 λ が正の領域）にかけて、スリップ率 λ の変化に対して制・駆動力が略比例して変化し、この変化を線形近似可能な領域内での、スリップ率 λ に対する制・駆動力の変化割合（換言すれば図6に示す直線区間の傾き）である。

【0051】そして、本実施例では、上記のように旋回内輪及び旋回外輪となる各駆動輪の目標スリップ率 λ_{iT} 及び λ_{oT} を求めることにより、旋回内輪側の駆動輪には制動力を、旋回外輪側の駆動輪には駆動力を与えて、 U 傾向にある車両のヨーモーメントを目標ヨーモーメントまで増大させ、車両の旋回状態を運転者のステアリング操作に対応した目標旋回状態に制御できるようにするのである。

【0052】またこのように、本実施例では、変化率 $K1$ に基づき旋回内輪側及び旋回外輪側の駆動輪の目標スリップ率 λ_{iT} 及び λ_{oT} を求めるが、これら各目標スリップ率 λ_{iT} 及び λ_{oT} は、スリップ率 λ に対する制・駆動力の変化が線形近似可能な領域から外れると、車両に所望のヨーモーメントを発生させることができず、車両挙動が却って不安定になることから、各目標スリップ率 λ_{iT} 及び λ_{oT} には、上記領域に対応して上下限値 λ_{Limit} が*

$$\Delta D R = M r e q / (L T \cdot 1.5 + 0.5 \cdot K f \cdot L f) \quad \cdots (9)$$

次に、この目標駆動力差 $\Delta D R$ と、車輪のスリップ率 λ に対する制・駆動力の変化率 $K1$ に基づき、前述の(6)式を用いて、左右駆動輪22RL、22RRのスリップ率差 $\Delta S D L T$ を求め、このスリップ率差 $\Delta S D L T$ と旋回内輪側及び旋回外輪側の駆動輪の現在のスリップ率 λ_i 、 λ_o とに基づき、次式(10)、(11)を用いて旋回内輪側及び旋回外輪側の駆動輪の目標スリップ率 λ_{iT} 、 λ_{oT} を夫々求め、

$$\lambda_{iT} = \lambda_i + \Delta S D L T / 2 \quad \cdots (10)$$

$$\lambda_{oT} = \lambda_o - \Delta S D L T / 2 \quad \cdots (11)$$

最後に、上記スリップ率差 $\Delta S D L T$ と旋回外輪側の従動輪の現在のスリップ率 λ_{oF} とに基づき、次式(12)を用いて旋回外輪側の従動輪の目標スリップ率 λ_{oTF} を求める、といった手順で実行される。

※

$$M r e q = \Delta D R \cdot L T + \Delta B F \cdot L T + \Delta F y \cdot L f \quad \cdots (13)$$

また、(13)式において、 $\Delta B F = \Delta D R / 2$ 、 $\Delta F y = \Delta B F \cdot K f$ と近似すれば、上記(13)は、次式(14)のよ★

$$M r e q = \Delta D R \cdot L T + (\Delta D R / 2) \cdot L T + (\Delta D R / 2) \cdot K f \cdot L f \quad \cdots (14)$$

そして、この(14)式から目標駆動力差 $\Delta D R$ を求めるための演算式を導けば、上記(9)式が得られる。

【0058】以上のようにして、S160及び170、

* 設定されており、各目標スリップ率 λ_{iT} 及び λ_{oT} は、夫々、その絶対値が上下限値 λ_{Limit} を越えることのないように制限される。

【0053】一方、S180及びS190の処理は、車両がOS傾向にある場合には、図5(b)に示す如く、車両の重心位置に加わるヨーモーメント（図に点線で示す）が、ステアリング操作によって運転者が要求する要求ヨーモーメント（図に実線で示す）よりも大きいことから、内燃機関2からの出力トルクを増加すると共に、旋回外輪となる駆動輪（図では右駆動輪22RR）に制動力を加えることにより、左右駆動輪22RT、22RRへのトルク配分比を制御し、更に、旋回外輪となる従動輪（図では右従動輪22FR）に制動力を加えることによって、旋回外輪側の駆動輪の駆動力を旋回内輪側の駆動輪の駆動力よりも小さくすると共に、旋回外輪側の従動輪の横力（図の右従動輪22FRに付与した横矢印）を図に示す点線から実線へと減少させて、車両のヨーモーメントを運転者のステアリング操作に対応した要求ヨーモーメントに制御するための制御量を演算するための処理である。

【0054】そして、S180の処理は、上記S160と同様に実行され、S190の処理は、まず上記(2)式を用いて求められた要求ヨーモーメント $M r e q$ と、トレッドの2分の1の値 $L T$ と、制動力に対する横力の変化率 $K f$ と、従動輪（前輪）側の車軸と車両重心位置との距離 $L f$ とに基づき、次式(9)を用いて、左右駆動輪22RL、22RRの目標駆動力差 $\Delta D R$ を求め、

$$【0055】 \lambda_{oTF} = \lambda_{iT} + \Delta S D L T \quad \cdots (12)$$

尚、各駆動輪の目標スリップ率 λ_{iT} 及び λ_{oT} は、S170での演算時と同様、その絶対値が上下限値 λ_{Limit} を越えることのないように制限される。また、左右駆動輪22RL、22RRの目標駆動力差 $\Delta D R$ を求めるための演算式(9)は、以下のように設定されている。

【0056】即ち、左右駆動輪間に発生させる駆動力差を $\Delta D R$ 、旋回外輪側の従動輪に加える制動力を $\Delta B F$ 、旋回外輪側の従動輪に加わる横力を $\Delta F y$ 、トレッドの2分の1の値を $L T$ 、従動輪の車軸と重心との距離を $L f$ とすると、要求ヨーモーメント $M r e q$ は、次式(13)の如く記述できる。

【0057】

又は180及び190にて、エンジン出力補正值 $\Delta T E U P$ 及び各車輪の目標スリップ率 λ_{iT} 、 λ_{oT} 、 λ_{oTF} が算出されると、今度は、S200に移行する（図3参

照)。そして、S200では、エンジン回転数と内燃機関2の軸トルクとスロットル開度との関係を表わす図7に示すマップを用いて、内燃機関2の軸トルクを現在のトルクから上記算出されたエンジン出力補正值 $\Delta TEUP$ 分だけ増大するのに必要なスロットル開度(目標スロットル開度)を演算し、スロットル開度センサ16にて検出されるスロットル開度がこの目標開度となるようにスロットル駆動モータ10を駆動する、駆動力増大手段としての処理を実行する。

【0059】また次に、続くS210では、左右駆動輪22RL、22RRの内、旋回内輪側の駆動輪のスリップ率 λ_i を目標スリップ率 λ_{iT} に、旋回外輪側の駆動輪のスリップ率 λ_o を目標スリップ率 λ_{oT} に、夫々制御すると共に、旋回外輪側の従動輪の目標スリップ率 λ_{oF} が設定されている場合には、その従動輪のスリップ率 λ_{oF} を目標スリップ率 λ_{oTF} に制御する、油圧制御処理を実行する。そして、この油圧制御処理が一旦終了すると、再度S110に移行する。

【0060】次に、S210の油圧制御処理は、制御対象となる各車輪(つまり、左右駆動輪22RL、22RR、及び左右従動輪22FL、22FRの一方の各々)に対して、図8に示す如き手順で実行される。即ち、まずS410にて、制御対象となる車輪のスリップ率 λ_W (λ_i 、 λ_o 、又は λ_{oF})を求め、続くS420にて、その車輪に対する目標スリップ率 λ_{W0} (λ_{iT} 、 λ_{oT} 、又は λ_{oTF})を読み込む。

【0061】尚、S410において、車輪のスリップ率 λ_W は、その車輪の回転速度(車輪速度 VW)が車体速度 V よりも低く($V > VW$)、車輪に制動スリップが生じている場合には、次式(15)を用いて算出され、逆に車輪速度 VW が車体速度 V よりも高く($V < VW$)、車輪に加速スリップが生じている場合には、次式(16)を用いて算出され、車輪速度 VW が車体速度 V と一致している場合には、スリップ率 $\lambda_W = 0$ が設定される。

$$\lambda_W = -(V - VW) / V \quad \dots (15)$$

$$\lambda_W = (VW - V) / VW \quad \dots (16)$$

そして、続くS430では、S410にて求めたスリップ率 λ_W が目標スリップ率 λ_{W0} よりも大きいかなんかを判断し、スリップ率 λ_W が目標スリップ率 λ_{W0} よりも大きい場合には、S440に移行して、その車輪のホイールシリンダへのブレーキ油圧を制御する制御パターンを、油圧回路50内の増圧制御弁を開閉制御して、ブレーキ油圧を増圧する増圧パターンに設定し、その車輪に加わる制動力を増加する。

【0063】尚、この増圧パターンは、ブレーキ油圧の増圧量が、スリップ率に対する制・駆動力の変化率 $K1$ と、ブレーキ油圧の変化に対する制動力の変化率 $K2$ と、スリップ率 λ_W と、目標スリップ率 λ_{W0} とをパラメータとする次式(17)となるように設定される。

【0064】

$$\text{増圧量} = (K1 / K2) \times (\lambda_W - \lambda_{W0}) \quad \dots (17)$$

一方、S430にて、スリップ率 λ_W が目標スリップ率 λ_{W0} 以下であると判断された場合には、S450に移行して、今度は、スリップ率 λ_W が目標スリップ率 λ_{W0} よりも小さいかなんかを判断する。そして、スリップ率 λ_W が目標スリップ率 λ_{W0} よりも小さい場合には、S460に移行して、その車輪のホイールシリンダへのブレーキ油圧を制御する制御パターンを、油圧回路50内の減圧制御弁を開閉制御して、ブレーキ油圧を減圧する減圧パターンに設定し、その車輪に加わる制動力を減少させる。

【0065】尚、この減圧パターンは、ブレーキ油圧の減圧量が、スリップ率に対する制・駆動力の変化率 $K1$ と、ブレーキ油圧の変化に対する制動力の変化率 $K2$ と、スリップ率 λ_W と、目標スリップ率 λ_{W0} とをパラメータとする次式(18)となるように設定される。

【0066】

$$\text{増圧量} = (K1 / K2) \times (\lambda_{W0} - \lambda_W) \quad \dots (18)$$

また、S450にて、スリップ率 λ_W が目標スリップ率 λ_{W0} 以上であると判断された場合(つまりスリップ率 λ_W を目標スリップ率 λ_{W0} に制御できている場合)には、S470に移行し、その車輪のホイールシリンダへのブレーキ油圧を制御する制御パターンを、油圧回路50内の増圧制御弁及び減圧制御弁を開閉状態に制御して、ブレーキ油圧を保持する保持パターンに設定して、その車輪に加わる制動力を現在の状態に保持させる。

【0067】尚、この油圧制御処理実行時には、制御対象となる車輪のホイールシリンダのブレーキ油圧を制御できるようにするために、油圧回路50内のポンプ71A、71Bが駆動される。次に、上述した旋回時挙動制御処理による動作を、図8の説明図に基づいて説明する。尚、図8は、車線変更やS字カーブの走行のために運転者がステアリングを左方向・右方向に順に大きく操舵した場合を表わす。

【0068】図8に示すように、時点 $t1$ にて、運転者がステアリングを左方向に操舵すると、その操舵角に応じて、運転者の要求する目標ヨーレートが+方向に増加し、操舵角速度に応じて、運転者の要求する目標ヨー加速度も+方向に増加する。そして、実ヨー加速度が目標ヨー加速度よりも小さい場合には、車両がUS傾向にあると判定して、車両に必要なヨーモーメントを発生すべく、スロットル開度を運転者のアクセル操作に対応した基準開度よりも大きく開弁して、内燃機関2の出力トルクを増大すると共に、旋回内輪側の駆動輪、つまり左駆動輪22RLに対するブレーキ油圧 P_{RL} を増圧して、左駆動輪22RLに制動力を加えることにより、左右駆動輪22RL、22RRにトルク差(駆動力差)を発生させる。

【0069】また、この制御によって、車両の実ヨー加速度が目標ヨー加速度に達し、実ヨー加速度が目標ヨー加速度よりも大きくなると(時点 $t2$)、今度は、車両

がOS傾向にあると判定し、車両に発生したヨーモーメントを抑制すべく、スロットル開度を運転者のアクセル操作に対応した基準開度よりも大きく開弁して、内燃機関2の出力トルクを増大すると共に、旋回外輪側の駆動輪、つまり右駆動輪2 2RRに対するブレーキ油圧PRRを増圧して、左駆動輪2 2RLに制動力を加えることにより、左右駆動輪2 2RL, 2 2RRに今までとは逆方向のトルク差（駆動力差）を発生させ、更に、旋回外輪側の従動輪、つまり右従動輪2 2FRに対するブレーキ油圧PFRを増圧して、従動輪2 2FRの横力を低減する。

【0070】従って、本実施例によれば、運転者がステアリング操作によって車両を旋回させる際には、車両に、その旋回に必要なヨーモーメントを発生させて、運転者が要求する旋回状態を実現できる。また、次に、上記のように運転者がステアリングを一旦左操舵した後、右操舵に切り換えると、目標ヨー加速度は、今までとは逆方向（図では一方向）に変化する。

【0071】そして、このように目標ヨー加速度が変化すると、実ヨー加速度が「0」に達するまでの間は、車両はOS傾向にあると判断されて、上記制御が継続され、実ヨー加速度が目標ヨー加速度と同じ方向（一方向）になると（時点t3）、車両はUS傾向にあると判断される。

【0072】そして、このように車両がUS傾向にあると判断されると、車両を右旋回するのに必要なヨーモーメントを発生すべく、スロットル開度を運転者のアクセル操作に対応した基準開度よりも大きく開弁して、内燃機関2の出力トルクを増大すると共に、旋回内輪側の駆動輪、つまり右駆動輪2 2RRに対するブレーキ油圧PRRを増圧して（この場合、右駆動輪2 2RRに対するブレーキ油圧PRRの増圧が継続される）、右駆動輪2 2RRに制動力を加えることにより、左右駆動輪2 2RL, 2 2RRに右旋回に必要なトルク差（駆動力差）を発生させる。

【0073】また、この制御によって、車両の実ヨー加速度が目標ヨー加速度に達し、実ヨー加速度が目標ヨー加速度よりも大きくなると（時点t4）、今度は、車両がOS傾向にあると判定し、車両に発生したヨーモーメントを抑制すべく、スロットル開度を運転者のアクセル操作に対応した基準開度よりも大きく開弁して、内燃機関2の出力トルクを増大すると共に、旋回外輪側の駆動輪、つまり左駆動輪2 2RLに対するブレーキ油圧PRLを増圧して、左駆動輪2 2RLに制動力を加えることにより、左右駆動輪2 2RL, 2 2RRに今までとは逆方向のトルク差（駆動力差）を発生させ、更に、旋回外輪側の従動輪、つまり左従動輪2 2FLに対するブレーキ油圧PFLを増圧して、従動輪2 2FLの横力を低減する。

【0074】また、次に運転者がステアリングの操舵を止めて、操舵角を「0」に戻すと、目標ヨー加速度は、再び+方向に変化する。そして、このように目標ヨー加速度が変化すると、実ヨー加速度が「0」に達するまで

の間は、車両はOS傾向にあると判断されて、上記制御が継続され、実ヨー加速度が目標ヨー加速度と同じ+方向になると（時点t5）、車両はUS傾向にあると判断される。

【0075】そして、このように車両がUS傾向にあると判断されると、車両に必要なヨーモーメントを発生すべく、スロットル開度を運転者のアクセル操作に対応した基準開度よりも大きく開弁して、内燃機関2の出力トルクを増大すると共に、旋回内輪側の駆動輪、つまり左駆動輪2 2RLに対するブレーキ油圧PRLを増圧して（この場合、左駆動輪2 2RLに対するブレーキ油圧PRLの増圧が継続される）、左駆動輪2 2RLに制動力を加えることにより、左右駆動輪2 2RL, 2 2RRに必要なトルク差（駆動力差）を発生させる。

【0076】また、この制御によって、車両の実ヨー加速度が目標ヨー加速度に達し、実ヨー加速度が目標ヨー加速度よりも大きくなると（時点t6）、今度は、車両がOS傾向にあると判定し、車両に発生したヨーモーメントを抑制すべく、スロットル開度を運転者のアクセル操作に対応した基準開度よりも大きく開弁して、内燃機関2の出力トルクを増大すると共に、旋回外輪側の駆動輪、つまり右駆動輪2 2RRに対するブレーキ油圧PRRを増圧して、右駆動輪2 2RRに制動力を加えることにより、左右駆動輪2 2RL, 2 2RRに今までとは逆方向のトルク差（駆動力差）を発生させ、更に、旋回外輪側の従動輪、つまり右従動輪2 2FRに対するブレーキ油圧PFRを増圧して、従動輪2 2FRの横力を低減する。

【0077】従って、本実施例の車両挙動制御装置によれば、車線変更やS字カーブの走行のためにステアリングを左方向・右方向に順に操舵した場合であっても、左右駆動輪のトルク差だけで車両に旋回に必要なヨーモーメントを発生させる従来装置のように、車両に一旦回頭モーメントを与えた後のステアリング操舵によって車両が不安定となって、車両がスピンしてしまうようなことはなく、車両の操舵性を確保しつつ安定性を向上することが可能になる。

【0078】つまり、図9に点線で示す左右駆動輪2 2RL, 2 2RRに対するブレーキ油圧PRL, PRRの変化は、従来装置ように、車両のヨーレートが操舵角に対応した目標ヨーレートとなるように左右駆動輪2 2RL, 2 2RRにトルク差を発生させるために、各駆動輪2 2RL, 2 2RRに対して制動力を加えた場合の油圧変化を表わしているが、このように、左右駆動輪2 2RL, 2 2RRのトルク差だけで車両旋回時の操縦安定性を確保しようとしても、左右駆動輪2 2RL, 2 2RRのトルク差によって車両に回頭モーメントを発生させると、その後のステアリング操作に応じて車両のヨー運動を変えるには、時間がかかるので、その間、車両が極めて不安定な状態となり、車両がスピンし易くなる（図に点線で示す従来のヨーレート変化参照）。

【0079】これに対して、本実施例では、左右駆動輪 22RL, 22RRのトルク差と、従動輪の一方に加える制動力とにより、旋回に必要なヨーモーメントを発生させるようにしているので、車両旋回時には、操舵性のみならず、安定性をも確保することができるようになるのである。

【0080】また特に、本実施例では、従来装置のように、目標ヨーレートと実ヨーレートとの差に応じて左右駆動輪のトルク差や従動輪に加える制動力を制御するのではなく、目標ヨー加速度と実ヨー加速度との偏差（ヨー加速度偏差）に基づき、左右駆動輪のトルク差及び従動輪に加える制動力を制御しているので、ステアリング操舵後の制御の応答性を向上でき、操舵性及び安定性をより向上することが可能になる。

【0081】以上、本発明の一実施例について説明したが、本発明は上記実施例に限定されるものではなく、種々の態様を探ることができる。例えば、上記実施例では、本発明をフロントエンジン・リヤドライブ（FR）方式の車両（換言すれば後輪駆動車）に適用した場合について説明したが、本発明は、フロントエンジン・フロントドライブ（FF）方式の車両（換言すれば前輪駆動車）に適用しても、上記実施例と同様の効果を得ることができる。

【0082】また、上記実施例では、車両旋回時に、駆動輪の駆動力（つまり内燃機関の出力トルク）を増大するだけではなく、左右駆動輪間にトルク差を発生させるために、旋回外輪側の駆動輪に制動力を加えるものについて説明したが、駆動輪については、こうしたトルク差の制御は実行せず、単に車両の旋回の程度に応じて駆動輪の駆動力を増大するようにしてもよい。そして、このようにすれば、車両旋回時には、駆動輪側の横力を増大して、車両の安定性を確保しつつ、従動輪の一方に加えた制動力により、車両の旋回特性（つまり操舵性）を向上できるので、従来装置に比べて、車両旋回時の操舵性及び安定性を向上できる。

【0083】また更に、上記実施例では、車両がOS傾向にあるときにだけ、旋回外輪側の従動輪に制動力を加えることによって、車両がスピンし易くなるのを防止するように構成したが、車両がUS傾向にあるときには、旋回内輪側の従動輪に制動力を加えるようにすれば、車

* 両の操舵性をより向上することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】 実施例の車両挙動制御装置の概略構成図である。

【図2】 実施例の油圧回路の構成を説明する説明図である。

【図3】 制・駆動力制御回路において実行される旋回時挙動制御処理を表わすフローチャートである。

【図4】 図3のS120にて実行される車両状態推定処理を表わすフローチャートである。

【図5】 旋回時挙動制御によるUS時の制御動作（a）及びOS時の制御動作（b）を説明する説明図である。

【図6】 駆動輪のスリップ率入に対する制・駆動力の変化特性及び左右駆動輪の目標スリップ率の設定手順を説明する説明図である。

【図7】 内燃機関の軸トルクをエンジン出力補正值 $\Delta TEUP$ 分だけ増加するのに必要なスロットル開度を求めるためのマップを表わす説明図である。

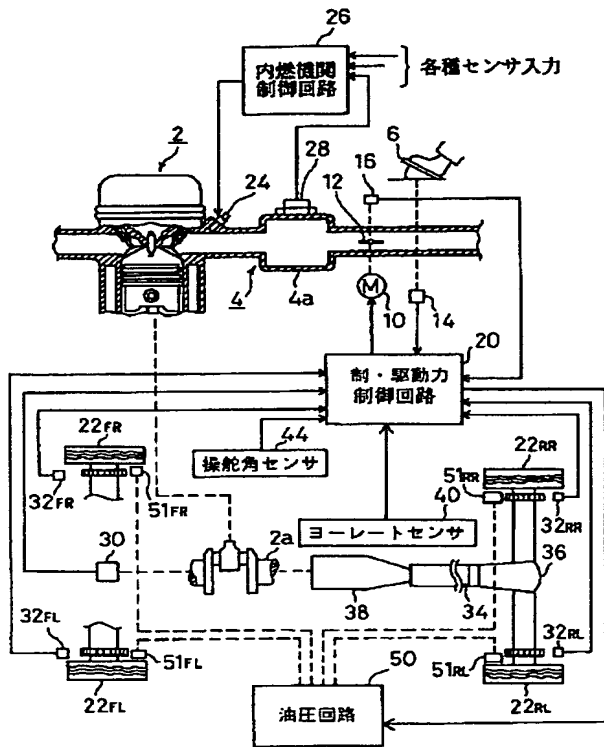
【図8】 図3のS210にて各車輪毎に実行される油圧制御処理を表わすフローチャートである。

【図9】 旋回時挙動制御による動作の一例を示す説明図である。

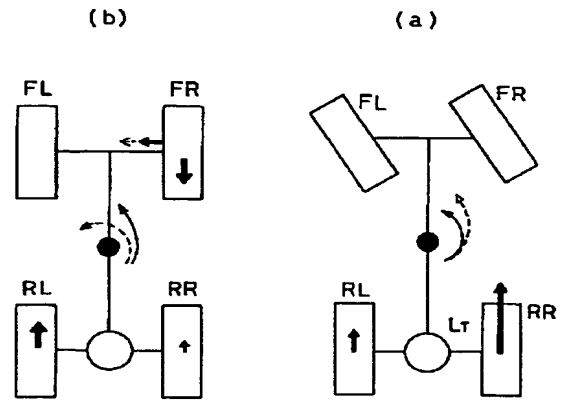
【符号の説明】

2…内燃機関 10…スロットル駆動モータ 12…スロットルバルブ
14…アクセル開度センサ 16…スロットル開度センサ
20…制・駆動力制御回路 26…内燃機関制御回路
30…エンジン回転数センサ 32FR, 32FL…従動輪速度センサ
32RL, 32RR…駆動輪速度センサ 40…ヨーレートセンサ
44…操舵角センサ 50…油圧回路
51FL～51RR…ホイールシリンダ 54A, 54B…3方向切替弁
56～59…増圧制御弁 61～64…減圧制御弁
67A, 67B, 71A, 71B…ポンプ 72A, 72B…加圧制御弁

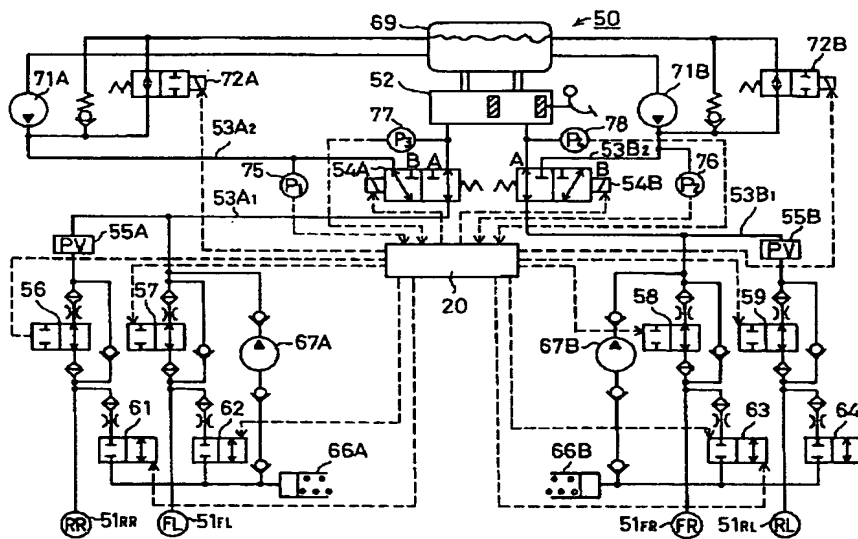
【図1】



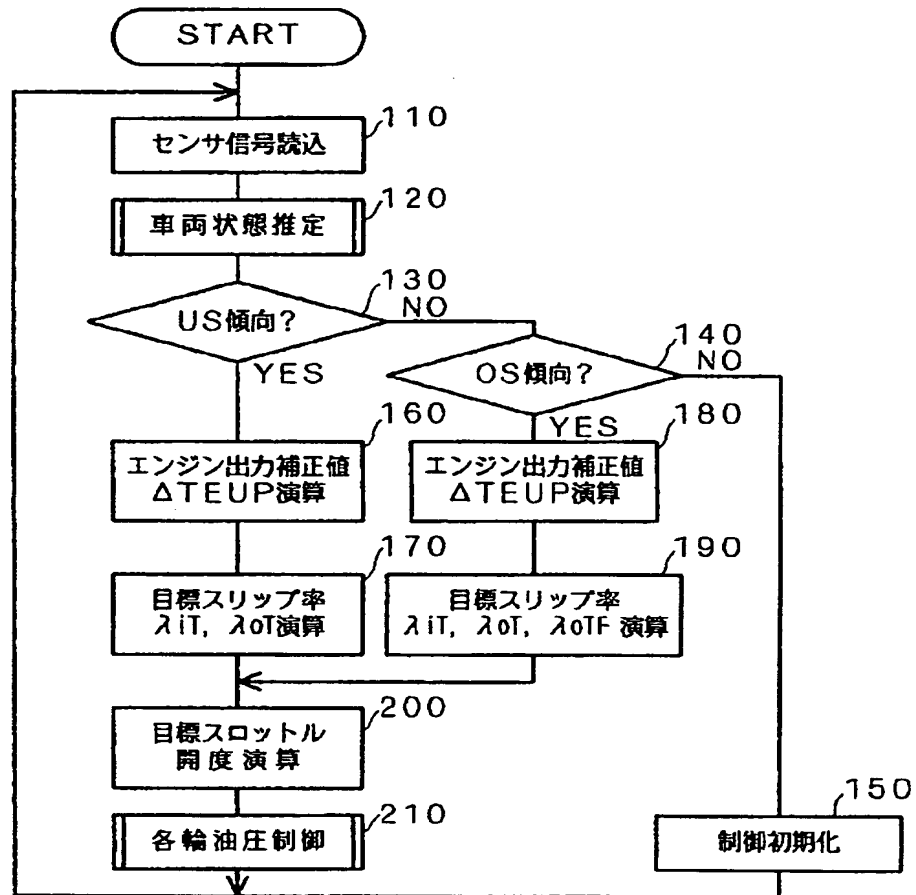
【図5】



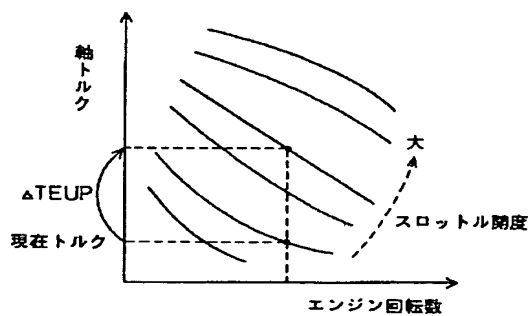
【図2】



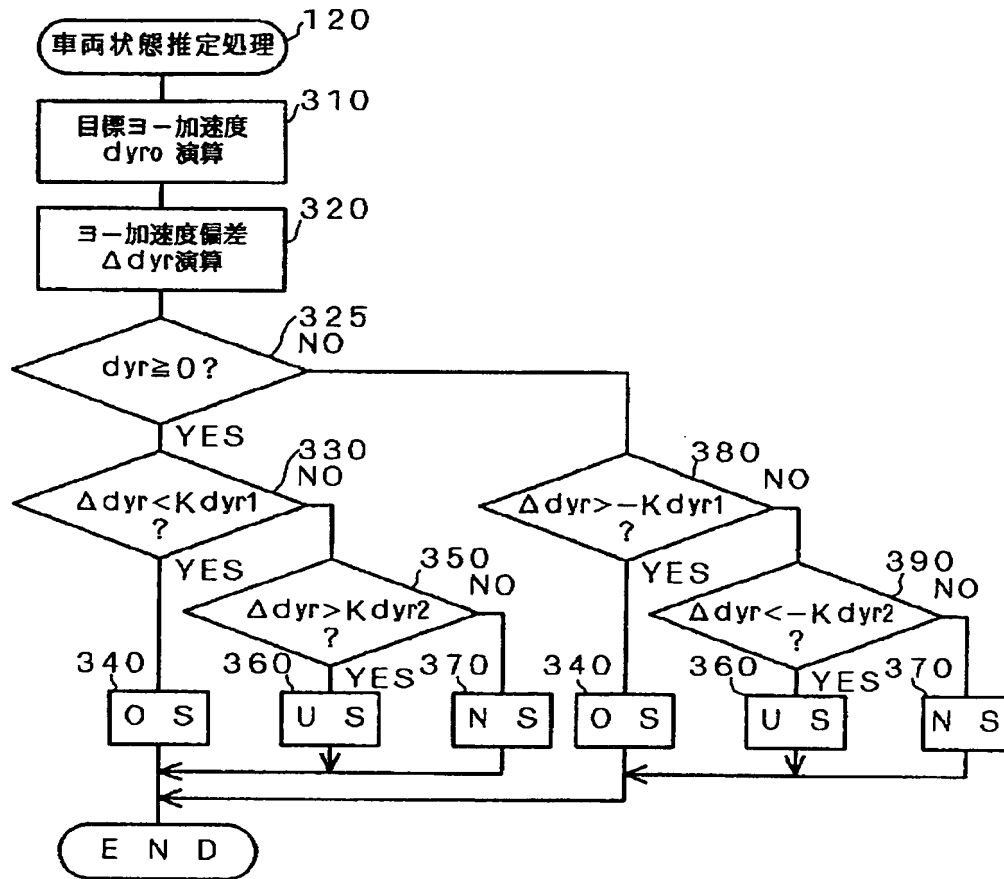
【図3】



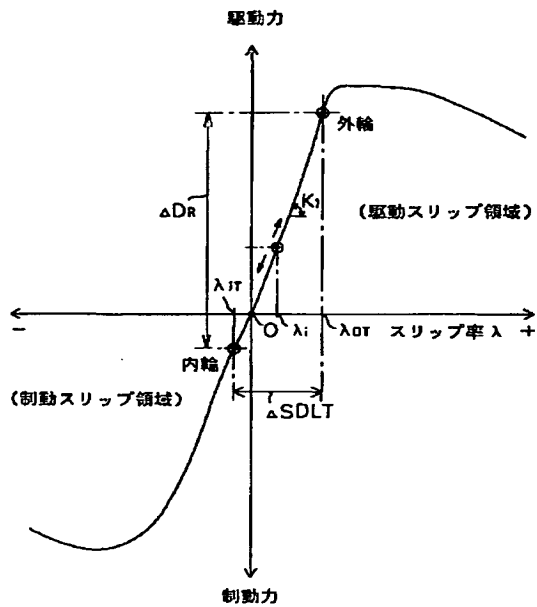
【図7】



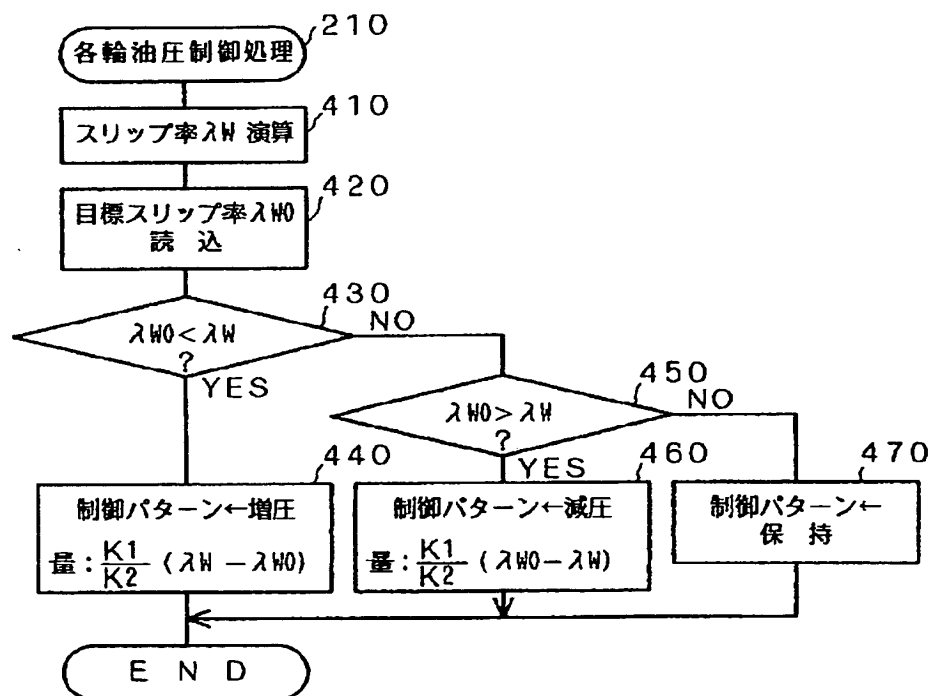
【図4】



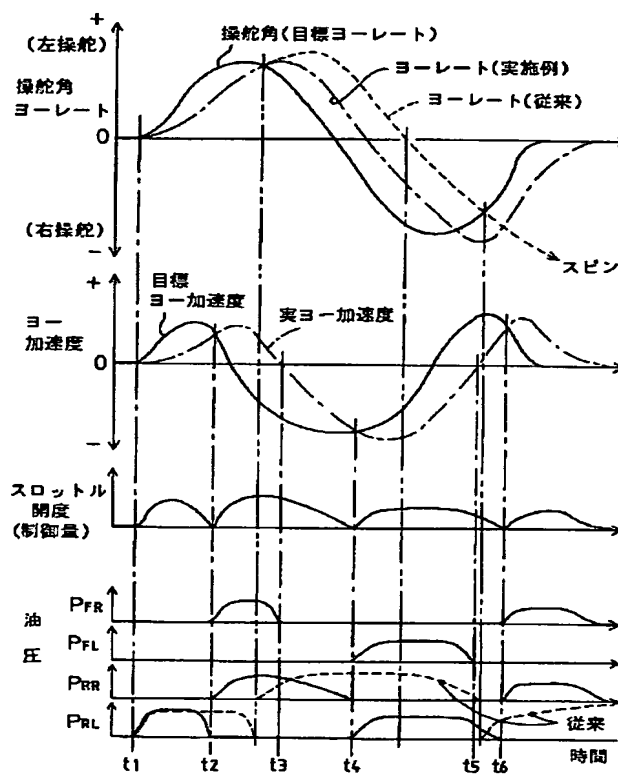
【図6】



【図8】



【図9】



フロントページの続き

(51) Int. Cl. ⁶

F 0 2 D 29/02
41/04

識別記号

3 1 1
3 0 1

F I

F 0 2 D 29/02
41/04

3 1 1 A
3 0 1 G